

بهینه سازی ترمودینامیکی پارامترهای عملکردی سیکل تولید همزمان با استفاده از الگوریتم ژنتیک

احسان طاهری پور

دانشجوی کارشناسی ارشد دانشگاه آزاد
اسلامی واحد دزفول
taheripour.ehsan@gmail.com

سید سجاد موسوی اصل

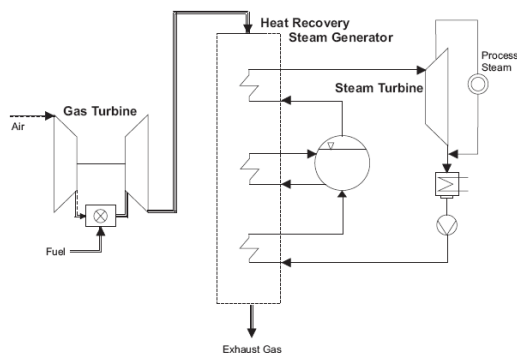
دانشجوی کارشناسی ارشد دانشگاه
آزاد اسلامی واحد دزفول
s.mousaviasl@gmail.com

افشین قنبرزاده

استادیار دانشگاه شهید چمران
ghanbarz@yahoo.com

محمد رضا عساری

استادیار دانشگاه آزاد اسلامی واحد
دزفول
Mr.assari@yahoo.com



امروزه انرژی یکی از مهمترین مباحث مطرح شده در بخش مهندسی است. با توجه به قیمت بالای انرژی و روند رو به کاهش منابع سوخت های فسیلی، توجه همگان به استفاده بهینه از انرژی و کنترل مصرف آن از طریق استفاده از سیستم های با راندمان بالاتر و یا فناوری های جدیدتر معطوف شده است. شکل (1) جزای کلی یک نیروگاه سیکل تولید همزمان بر پایه توربین گاز را نشان می دهد. در یک نیروگاه سیکل تولید همزمان تجهیزات به کار رفته از جمله کمپروسورها، توربین ها، پمپها و شیرآلات اکثراً به صورت کالاهای استاندارد تجاری در اندازه های مختلف وجود دارند و این در حالی است که بویلر بازیاب گرمای تولید کننده بخار γ

چکیده

طراحی سیکل تولید همزمان بسیار پیچیده بوده که علت این امر وجود دو سیکل تولید توان متفاوت است که توسط بویلر بازیاب به یکدیگر مرتبطند و هرگونه تغییری در طراحی، مستقیماً توان، بازدهی، هزینه ها و بسیاری از متغیرهای دیگر را تحت الشعاع قرار می دهد. محققین همواره در تلاش بوده اند راهی برای بهینه سازی اجزا و بخش های مختلف سیکل های تولید همزمان ارائه نمایند ولی بررسی کامل سیکل به دلیل پیچیدگی های منحصر بفرد خود کمتر مورد توجه بوده است. در این مقاله به مدلسازی کامل سیکل تولید همزمان، ارائه نتایج تحلیل انرژی، انرژی تعریف تابع برازش مناسب و سپس بهینه سازی مدل ارائه شده توسط ابزار توانمند الگوریتم ژنتیک میپردازیم همچنین صحت نتایج محاسبه شده توسط مقایسه با نتایج عملی سیکل دانشگاه بیلکنت به اثبات رسیده اند. لازم به ذکر است در این پژوهش برای اولین بار سیکل کامل تولید همزمان توسط الگوریتم ژنتیک بهینه شده است.

واژه های کلیدی: سیکل تولید همزمان، بهینه سازی، الگوریتم ژنتیک، مدلسازی

مقدمه

و ترکیب شیمیایی آن در خروج از توربین گاز؛ محاسبات را انجام می دهیم [3].

با توجه به شکل (4) اختلاف دمای نقطه پینچ ۹ به عنوان اختلاف دمای بین بخش خروجی تبخیر کننده گاز و بخش تبخیر کننده آب تعریف می شود [11].

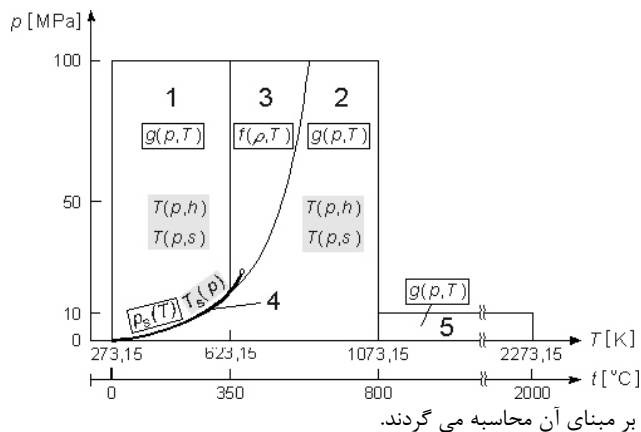
از معدود اجزایی است که برای هر نیروگاه خاص و با توجه به شرایط آن ساخته میشود [1].

شکل 1- اجزای کلی سیکل CHP

با توجه به اینکه بهینه سازی براساس توابع هدف متفاوتی مانند افزایش بازدهی، کاهش هزینه ها و یا افزایش سوددهی صورت می گیرد لازم به ذکر است که در این مقاله به بهینه سازی ترمودینامیکی سیکل بخار در نیروگاه های سیکل تولید همزمان می پردازیم. بدین منظور سیکل تولید همزمان با بویلر بازیاب سه فشاره مدلسازی شده و پس از تکمیل مدل، سیکل بخار، با توجه به مفاهیم قانون دوم ترمودینامیک بهینه میشوند. از آنجا که سیستم مورد بررسی، یک سیستم تولید توان می باشد؛ لذا هدف گذاری در تحلیل این سیستم، تولید توان ماکزیمم و افزایش راندمان انرژی و انرژی می باشد و ما ناگزیر به بررسی کل سیکل بخار می باشیم [2].

مدلسازی سیکل تولید همزمان

از آنجا که تشریح کامل مدلسازی سیکل بسیار مفصل و پیچیده می باشد در این بخش به اختصار به مبنای مدل سازی اشاره میگرد. برای مدلسازی خواص آب- بخار از آخرین استاندارد مربوطه تحت عنوان پاپس ۸ استفاده شده است. همانطور که در شکل (2) ملاحظه می گردد، این استاندارد، منحنی فشار-دمای آب را به ۵ ناحیه تقسیم می کند و در هر ناحیه، یک چند جمله ای برای محاسبه خواص، بر مبنای توابع استاندارد گیبس و هلمهولتز، ارائه شده است که بقیه خواص به طور کامل



شکل 2- ناحیه های عملکردی استاندارد IAWPS 97

حداکثر خطا برای هر یک از مقادیر مورد نظر به صورت جدول (1) می باشد، با توجه به این جدول و پس از محاسبه خواص ترمودینامیکی آب- بخار در تمامی نقاط سیکل بخار با مبدل بازیاب سه فشاره که در شکل (3) نشان داده شده است و با در نظر گرفتن دبی و دمای گازهای خروجی

شکل 3- شماتیک سیکل مورد بررسی

جدول 1- مقادیر خطا بر اساس استاندارد IAWPS97

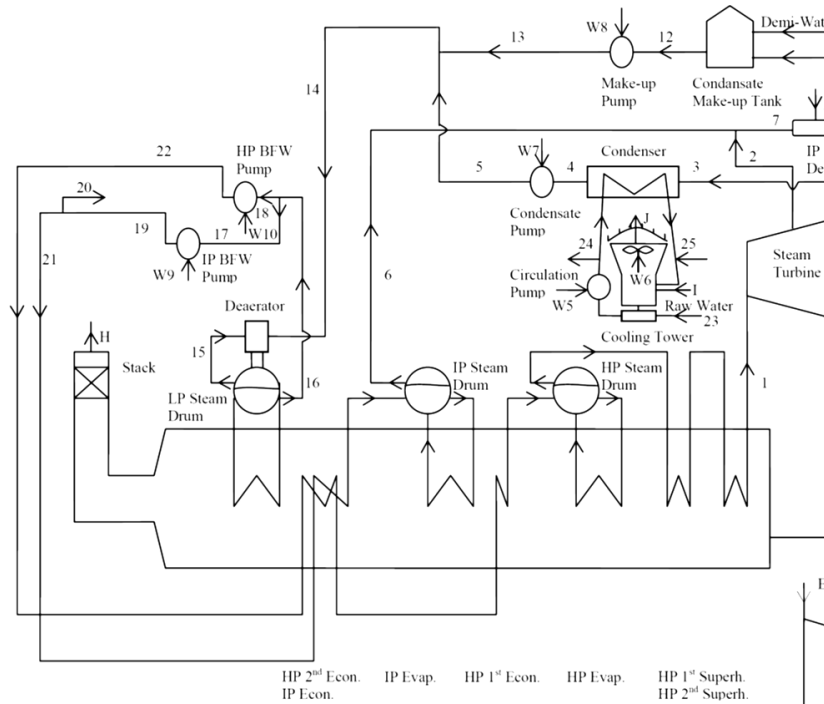
ناحیه اشباع		ناحیه تک فاز	
0.05 %	فشار اشباع	0.05 %	حجم ویژه
		0.2 kj/kg	انتالپی
0.02 %	دمای اشباع	1 %	گرمای ویژه
		0.0002kj/(kg.k)	انترپی
0.2kj/kg	انرژی آزاد گیبس	0.2 kj/kg	انرژی آزاد گیبس

این دما که در نمودار، کمترین اختلاف دمای ممکن است، در محاسبات مربوط به سطح انتقال حرارت به شدت تاثیر می گذارد. هر چند از لحاظ ترمودینامیکی بهتر است که این دما در حداقل مقدار ممکنه خود باشد اما از لحاظ اقتصادی به دلیل نیاز به سطح تبادل گرمای بیشتر، مقداری بین ۸ تا ۲۵ کلون را دارد [4 و 5]. اختلاف دمای بعدی که در شکل (4) نشان داده

در این پژوهش هوا شامل چهار جز اکسیژن، نیتروژن دی اکسید کربن و

شده است. دمای نقطه نزدیکی 10 می باشد. اهمیت دمای نزدیکی، تقریباً در حدود دمای نقطه پینچ است و لذا در محاسبات باید این مساله نیز در نظر گرفته شود. لازم به ذکر است در این پژوهش بهینه سازی در دو حالت مختلف یکی با فرض ثابت در نظر دمای پینچ و نزدیکی و دیگری با فرض تخمین این دماها توسط الگوریتم ژنتیک بررسی شده است.

ورودی های برنامه		
محدودیت	واحد	متغیر
$0 < P5 < 10$	bar	فشار پمپ بعد از کندانسور P5
$0 < P16$		فشار
$10 < P19$		فشار
$30 < P22$		فشار
$0 < X1$		نسبت
$0 < X2$		نسبت
$0 < X3$		توربین
$200 < T1$		به بخا
$200 < \lambda <$		دمار
Q Transferred		
$2 < rp < 5$	-	نسبت تراکم توربین گاز بخش مولد گاز
$Tb3 < Tb4 < Tb5$	OC	دمای بخار خروجی پیشگرمکن فشار متوسط و مرحله ی دوم فشار بالا Tb4
$Tb5 < Ta6 < Ta5$	OC	دمای گاز خروجی تبخیر کننده ی فشار متوسط
$Tb7 < Tb8 < Tb9$	OC	دمای بخار خروجی پیشگرمکن فشار بالا
$Tb9 < Ta4 < Ta3$	OC	دمای گاز خروجی تبخیر کننده ی فشار بالا
نوابت		
ثابت	مقدار	ثابت
بازده پمپ های D, C, E و پمپ آب جبرانی	15	80 %
بازده توربین بخار	60 %	80 %
بازده کپرسورهای بخش تولید گاز	0.02	85 %
بازده کمپرسور تزریق سوخت	0.05	80 %
بازده توربین بخش تولید گاز	130	82 %
بازده توربین تولید توان سیکل گاز	0.98	91 %
بازده ژنراتورهای توربین بخار و گاز	30 %	98 %
فشار چگالنده	60	0.07
دبی سوخت	40	1.45
توابع هدف		
FUE		راندمان انرژی
εp		راندمان انرژی
PHR		نسبت کار تولیدی کل سیکل به انرژی ارسالی به فرایند



10 - Approach point(ap.)

$$PHR = (\dot{W}_{net})_{plant} / \Delta \dot{H}_{Process} \quad (5)$$

و بازده انرژی به صورت رابطه (6) تعریف می‌گردد [10].

$$\epsilon_{Plant} = [(\dot{W}_{net})_{plant} + \Delta \dot{E}_{Process}] / \dot{E}_f \quad (6)$$

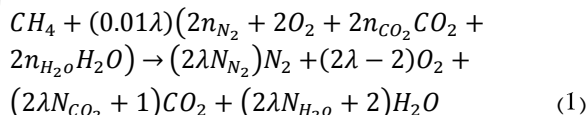
مسئله مهمی که در مدلسازی باید در نظر گرفت، اعمال محدودیت‌هایی است که مسئله را از وضعیت غیر ممکن بیرون می‌آورد مانند حداقل کیفیت بخار خروجی از توربینها و حداقل دمای خروجی دودکش به منظور جلوگیری از خوردگی، در واقع این محدودیت‌ها از رسیدن به نتایج بدیهی و یا نتایجی که منجر به نقض قوانین فیزیکی می‌گردند جلوگیری مینمایند. از جمله این نتایج میتوانبه منفی شدن دمای گاز در طول مبدل بازیاب اشاره نمود که در این تحقیق با اعمال محدودیت‌های مناسب مشابه آنچه در جدول (2) برای ورودی‌های برنامه بیان شد، از به وقوع پیوستن چنین نتایجی جلوگیری شده است، همچنین با استفاده از توابع مجازات محدودیت‌هایی به این منظور تعریف شده است که از بیان و توضیح آنها به علت رعایت اختصار خودداری شده است. صحت این امر با مقایسه نتایج بدست آمده با نتایج سیکل عملی مشابه که در بخش نتیجه گیری به آن اشاره خواهد شد اثبات شده است [14 و 15].

بهینه سازی و الگوریتم ژنتیک

الگوریتم ژنتیک در سال 1970 توسط هلند، دیجونگ و گلدبرگ ۱۱ ارایه شد. این الگوریتم جز الگوریتم‌های بهینه سازی تصادفی ۱۲ است و به خصوص برای بهینه سازی مسایل پیچیده با فضای جستجوی ناشناخته مناسب است. به طور مختصر گفته میتوان گفت که الگوریتم ژنتیک یک تکنیک برنامه نویسی است که از تکامل ژنتیکی به عنوان یک الگوی حل مسئله استفاده می‌کند. مسئله ای که باید حل شود ورودی است و راه حل‌ها طبق یک الگو کدگذاری می‌شود و تابع برازندگی ۱۳ هر راه حل کاندید را ارزیابی می‌کند که اکثر آنها به صورت تصادفی انتخاب می‌شوند. ساختار کلی یک الگوریتم ژنتیک را می‌توان بدین ترتیب تصور نمود که ابتدا مکانیزمی برای تبدیل هر جواب مساله به یک کروموزوم تعریف نمود و پس از آن یک مجموعه از کروموزوم‌ها که در حقیقت مجموعه ای از جواب‌های مسئله هستند بعنوان یک جمعیت آغازین ۱۴ تهیه می‌گردند. این مجموعه که اندازه آن دلخواه است و توسط کاربر تعریف می‌شود، اغلب بصورت تصادفی ایجاد می‌گردد. بعد از این مرحله باید با بکارگیری عملیات ژنتیک ۱۵ اقدام به ایجاد کروموزوم‌های جدید موسوم به فرزند ۱۶ نمود. پس از تولید یکسری کروموزوم جدید باید با استفاده از عمل

بخار آب در نظر گرفته میشود و خواص هریک از اجزا را نسبت به دما متغیر در نظر گرفته و از روابط درونبایی شده به منظور تعیین انتالپی و انترپی استفاده مینماییم. سوخت مصرفی سیکل، گاز متان در نظر گرفته میشود.

شکل 4 - منحنی دما بر حسب گرمای مبادله شده در سیکل سه فشاره ورودی، ثوابت و توابع هدف برنامه نوشته شده به منظور بهینه سازی سیکل تولید همزمان مدلسازی شده، شامل پارامترها و متغیرهایی است که در جدول (2) ارائه شده است. با مشخص بودن شرایط ورودی سیکل که در جدول (2) به آنها اشاره شد و داشتن نسبت تراکم و روابط درونبایی شده میتوان به ترتیب شرایط بعد از مراحل اول و دوم کمپرسور را محاسبه نمود [6 و 7]. از رابطه (1) به منظور محاسبه ی دبی هوای مورد نیاز احتراق با داشتن درصد هوای تنوری و دبی جرمی سوخت مصرفی استفاده مینماییم



رابطه فوق بیانگر واکنش گاز متان با درصد هوای تنوری λ و هوای ورودی سیکل با ترکیب مولی مشخص میباشد. دمای آدیاباتیک شعله با نوشتن بالانس انرژی روی محفظه احتراق و با فرض عدم وجود تلفات حرارتی بدست می‌آید. گاز خروجی از محفظه احتراق در دو مرحله در توربین‌های فشار بالا و فشار پایین منبسط شده به نحوی که فقط کار کمپرسور نظیر خود را تامین مینماید و سپس گاز خروجی از توربین دوم وارد توربین تولید توان میشود و تا اندکی بالاتر از فشار محیط منبسط میشود این اختلاف فشار جزئی صرف غلبه بر مقاومت مسیر بویلر بازیاب میگردد [8] با استفاده از روابط ترمودینامیکی حاکم بر سیکل و استفاده از جداول ترمودینامیکی، نوبت به تعیین کار و بازده کل سیکل توسط روابط (2) الی (5) میگردد [9].

$$\dot{W}_{bottoming-cycle} = \dot{W}_{Generator} - (\sum \dot{W}_{Pumps}) \quad (2)$$

$$(\dot{W}_{net})_{plant} =$$

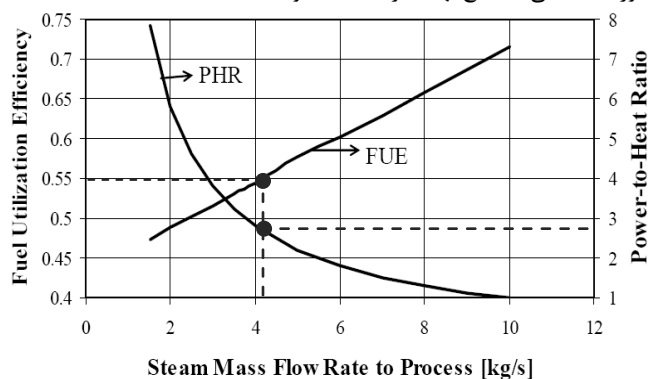
$$(\dot{W}_{net})_{Gas\ cycle} - \dot{W}_{Bottoming\ cycle} \quad (3) FUE =$$

$$[(\dot{W}_{net})_{plant} + \Delta \dot{H}_{Process}] / [(\dot{m}_{fuel}) \cdot LHV] \quad (4)$$

جدول 2- ورودی ثوابت و توابع هدف

- Holland & Golgberg & Dejong - 11
 Random optimization algorithms - 12
 Fitness function - 13
 Initial Operation - 14
 Genetic Operations - 15
 Offspring - 16

جدول 3- نتایج محاسبه شده از مدل شبیه سازی شده و نتایج سیکل واقعی همانطور که مشاهده میگردد با افزایش 7/2 درصدی راندمان انرژی و 6/8 درصدی راندمان انرژی میتوان به این نتیجه رسید که در دراز مدت مقادیر قابل توجهی در مصرف انرژی صرفه جویی خواهد شد لذا با توجه به اهمیت ویژه ی طراحی بهینه در سیکل های تولید توان و نتایج این پژوهش، میتوان به این نتیجه رسید که میتوان در طراحی سیکل های تولید توان از الگوریتم های هوشمند به نحو موثری استفاده نمود. همچنین پیشنهاد میگردد به منظور دستیابی به نتایج دقیق تر در پیش بینی رفتار سیکل، میتوان پارامتر های بیشتری را در مدلسازی اعمال نمود، به نحوی که مدل هرچه بیشتر از حالت ایدال به حالت واقعی نزدیک شود که این امر مستلزم ارائه مدلهای دقیق تر از مجموعه ی توربین گاز به ویژه فرایند احتراق میباشد. لازم به ذکر است در پژوهش های آتی میتوان از الگوریتم های جدیدتر و یا الگوریتم های ترکیبی به منظور دست یابی به نتایج بهینه تر استفاده نمود.



شکل 5- تغییر PHR و FUE نسبت به دبی بخار

تحول 17 اقدام به انتخاب 18 براننده ترین کروموزوم ها نمود. این فرآیند موظف به گلچین کردن کروموزوم های براننده در میان والدین و اولاد میباشد بطوریکه تعداد کروموزوم های منتخب برابر با اندازه جمعیت اولیه باشد. فرآیند انتخاب مبتنی بر مقدار برانندگی 19 هر رشته است. در حقیقت فرآیند ارزیابی 20 محوری ترین بحث در فرآیند انتخاب است. تا بدین مرحله یک تکرار یا یک نسل از الگوریتم طی شده است. الگوریتم پس از طی چندین نسل بتدریج به سمت جواب بهینه همگرا می شود. شرط توقف مسئله نیز طی کردن تعداد معینی تکرار است که پیش از آغاز الگوریتم توسط کاربر تعیین می شود [12 و 13].

از آنجا که سیستم مورد بررسی در این پژوهش دارای نقاط بهینه محلی بسیاری میباشد و همچنین برهمکنش میان روابط در آن بسیار پیچیده است، لذا استفاده از الگوریتم های هیوریستیک برای بهینه سازی، بهترین راه ممکن به نظر می رسد که در این مقاله از روش الگوریتم ژنتیک استفاده مینماییم.

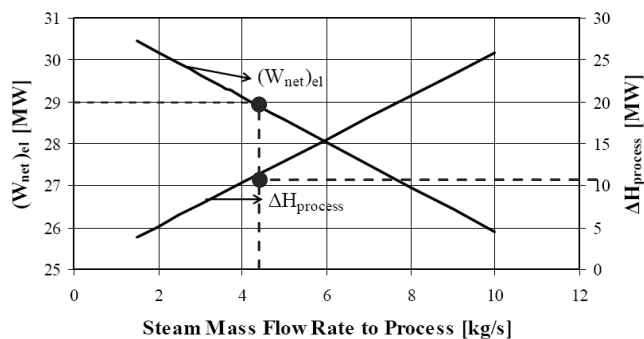
متغیرهای تصمیم در بهینه سازی سیکل و دامنه تغییر آنها، در بخش پارامتر های ورودی در جدول (2) ذکر شده است. در الگوریتم ژنتیک مقدار تابع شایستگی بهینه می شود و این تابع شامل تابع برازش و تعدادی توابع جریمه می باشد، که در این پژوهش تابع برازش به نحوی تعریف شده است که با کمینه شدن آن مقادیر تابع هدف بیشینه میگردد. تابع شایستگی به صورت رابطه (7) تعریف میگردد.

$$Fitness = w_{FUE} \times (1 - FUE) + w_{\epsilon} \times (1 - \epsilon) + w_{PHR} \times \left(\frac{1}{PHR}\right) + w_{T_{Exhaust}} \times |(T_{a8} - T_{Desirable\ Exhaust})| + w_{Process\ Ex.} \times |(E_{Process} - E_{Desirable\ Process})| \quad (7)$$

توابع هدف و تابع برازش تعریف شده نشان می دهد که در طی فرآیند بهینه سازی، بهترین متغیرهای تصمیم به منظور بدست آوردن توان خروجی بیشتر از سیکل بخار و ارضای محدودیتهای ذکر شده انتخاب می شوند. مقایسه ی نتایج محاسبه شده از مدل شبیه سازی شده و نتایج بدست آمده از تحلیل ترمودینامیکی و سیکل واقعی در جدول (3) نشان داده شده است.

بحث و نتیجه گیری

باتوجه به داده های موجود سیکل بیلکنت و نیز نتایج تحلیل های ترمودینامیکی انجام شده روند تغییرات توابع هدف نسبت به میزان بخار ارسالی به فرایند جانبی و همچنین ارتباط میان توابع هدف مطابق شکل های 5 و 6 میباشد. با توجه به نتایج ذکر شده در جدول (4) مشاهده میگردد که تمامی پارامتر های مطلوب به میزان چشمگیری نسبت به حالت واقعی بهبود نشان میدهند و همچنین میتوان ملاحظه نمود چنانچه دماهای پینچ و نزدیکی به عنوان اعداد از پیش تعیین شده مقید نباشند، نتایج بهتری حاصل میگردد.



شکل 6- تغییر انرژی های خروجی نسبت به دبی بخار

جدول 4- مقایسه نتایج مدل سازی

W_{FUE}	ضریب وزنی مربوط به پارامتر FUE
W_{ϵ}	ضریب وزنی مربوط به پارامتر ϵ
W_{PHR}	ضریب وزنی مربوط به پارامتر PHR
$W_{T_{Exhaust}}$	ضریب وزنی مربوط به پارامتر $T_{Exhaust}$
$W_{Process\ Ex.}$	ضریب وزنی مربوط به پارامتر $Process\ Ex.$
T_{a8}	دمای گازهای خروجی از دودکش HRSG
$T_{Desirable\ Exhaust}$	دمای مطلوب گازهای خروجی از دودکش HRSG
$E_{Process}$	اگرزری ارسالی به فرایند جانبی توسط بخار
$P5$	فشار پمپ بعد از کندانسور P5
$P16$	فشار دیگ بخار کم فشار P16
$P19$	فشار دیگ فشار متوسط P19
$P22$	فشار دیگ فشار بالا P22
$X1$	نسبت دبی بخار فشار بالا به فشار متوسط

نقطه	مقادیر اندازه گیری شده سیکل واقعی		مقادیر محاسبه شده از مدل سازی	
	دما (°C)	فشار (MPa)	دما (°C)	فشار (MPa)
A	15.00	16.00	15.00	16.00
B	15.00	1.01	15.00	1.01
C	15.00	1.01	16.00	1.01
D	35.00	40.00	35.00	40.00
E	15.00	1.01	15.00	16.00
F	733.60	3.59	965.24	5.10
G	494.65	1.06	614.34	1.06
H	130.00	1.01	130.00	1.06
1	450.00	46.00	442.64	87.00
2	335.70	16.00	245.73	16.24
3	38.97	0.07	39.00	0.07
4	38.97	0.07	39.00	0.07
5	39.17	6.50	39.03	6.37
6	201.30	16.00	202.10	16.24
7	283.72	16.00	204.18	16.24
8	201.30	16.00	202.10	16.24
9	191.64	13.00	192.10	13.24
10	60.00	3.00	60.00	3.00
11	15.00	3.50	15.00	3.50
12	32.00	n.a.	32.00	0.05
13	32.16	6.50	32.09	6.37
14	36.58	6.50	36.58	6.37
15	115.12	1.70	145.43	4.21
16	115.12	1.70	145.43	4.21
17	115.12	1.70	145.43	4.21
18	115.12	1.70	145.43	4.21
19	115.57	16.00	145.66	16.24
20	115.57	16.00	145.66	16.24

فهرست علائم

علائم انگلیسی	
$\Delta \dot{H}_{Process}$	نرخ آنتالپی ارسالی به فرایند جانبی توسط بخار
\dot{E}_f	نرخ اگرزری سوخت
$(W_{net})_{plant}$	نرخ کار خالص تولیدی کل مجموعه

متغیر	مقدار اندازه گیری شده واقعی	مقدار محاسبه شده در مدل	خطا	نتایج الگوریتم ژنتیک با در نظر گرفتن روش پینچ		نتایج الگوریتم ژنتیک بدون در نظر گرفتن روش پینچ	
				مقدار	درصد بهبود	مقدار	درصد بهبود
$(W_{net})_{el}$	29.1 (MW)	29.3 (MW)	0.7 %	32.1 (MW)	10.3 %	31.0 (MW)	6.5 %
$\Delta H_{Process}$	11.0 (MW)	10.9 (MW)	-0.9 %	10.9 (MW)	-	11.0 (MW)	-
PHR	2.7	2.7	0 %	2.9	7.4 %	2.8	3.7 %
FUE	0.55	0.55	0 %	0.59	7.2 %	0.58	5.4 %
ϵ_{plant}	-	0.44	-	0.47	6.8 %	0.46	4.5 %

$\Delta T_{p,p}$	اختلاف دمای پینچ
$\Delta T_{a,p}$	اختلاف دمای نزدیکی
CH_4	متان
N_2	نیتروژن
O_2	اکسیژن
CO_2	دی اکسید کربن
H_2O	آب
n	تعداد مول ها در واکنش احتراق
$\dot{W}_{\text{bottoming-cycle}}$	کل کار تولیدی سیکل بخار
$\dot{W}_{\text{Generator}}$	مجموع توان الکتریکی تولیدی ژنراتورها
\dot{W}_{Pumps}	مجموع کار مصرفی پمپ ها
$(\dot{W}_{\text{net}})_{\text{Gas Cycle}}$	نرخ کار خالص تولیدی سیکل گاز
LHV	ارزش حرارتی سوخت (متان)
\dot{m}_{fuel}	دبی جرمی سوخت
FUE	صرفه (بازدهی) سوخت
LP	فشار پائین
HP	فشار بالا
PHR	نسبت توان الکتریکی تولیدی به بخار ارسالی به فرایند جانبی
علائم یونانی	
λ	در صد جرمی هوای نظری توربین گاز
ε_p	بازده اگزرژی کل مجموعه

X_2	نسبت جرمی بخار طبقه میانی به کل بخار ورودی توربین
X_3	نسبت جریان جرمی خنک کننده بخار دیسوپرهیتر به بخار فشار متوسط
T_1	دمار بخار ورودی به توربین
IP	فشار متوسط (میانی)
rp	نسبت تراکم توربین گاز بخش مولد گاز
Tb_4	دمای بخار خروجی پیشگرمکن فشار متوسط و مرحله ی دوم فشار بالا
Ta_6	دمای گاز خروجی تبخیر کننده ی فشار متوسط
Tb_8	دمای بخار خروجی پیشگرمکن فشار بالا
Ta_4	دمای گاز خروجی تبخیر کننده ی فشار بالا
P_5	فشار پمپ بعد از کندانسور P_5
P_{16}	فشار دیگ بخار کم فشار P_{16}
P_{19}	فشار دیگ فشار متوسط P_{19}
P_{22}	فشار دیگ فشار بالا P_{22}
X_1	نسبت دبی بخار فشار بالا به فشار متوسط
X_2	نسبت جرمی بخار طبقه میانی به کل بخار ورودی توربین
X_3	نسبت جریان جرمی خنک کننده بخار دیسوپرهیتر به بخار فشار متوسط
T_1	دمار بخار ورودی به توربین
P_5	در صد جرمی هوای نظری توربین گاز

مراجع

[14]- ozgur balli, haydar aras, arif hepbasli, exergetic performance evaluation of a combined heat and power (chp) system in turkey, international journal of energy research, wiley interscience, 2007, pp: 849-866.

98

[6]-moran, m. j., shapiro, h. n., fundamentals of engineering thermodynamics, 4th ed., new york, wiley, 2000

[7]-szargut, j., morris, d.r., steward, f.r., *exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes*, hemisphere, new york, 1988, pp.297-309

[8]-petchers, n., combined heating, cooling & power handbook: technologies & applications an integrated approach to energy resource optimization, new york and basel, marcel dekker, inc., 2003

[9]-sirchis, j., combined production of heat and power (cogeneration), elsevier, new york, 1990

[10]-kemp,i.c., pinch analysis and process integration, elsevier, new york, 2007

[11]- randy l.haupt, practical genetic algorithms, second edition, john wiley, new jersey, 2004

[12]-rothlauf, f., representations for genetic and evolutionary algorithms, springer, new york, 2006

[13]- ozgur colpan c., tulay yes-in, energetic, exergetic and thermoeconomic analysis of bilkent combined cycle cogeneration plant, international journal of energy research, john wiley, 2006; pp: 875–894

[1]- m. valdes , j. l. rapun , "optimization of heat recovery steam generators for combinedcycle gas turbine powerplants", applied thermal engineering,2001, pp. 1149-1159

[2]-kehlhofer, rolf h., "combined cycle gas and steam turbine power plants", pennwell 1999

[3]-bejan, a., tsatsaronis g., moran m., *thermal design and optimization*, john wiley and sons inc., u.s.a., 1996

[4]-çengel, y.a., boles, m.a., *thermodynamics: an engineering approach*, 4th ed., dubuque, iowa: mcgraw-hill, 2002

[5]-sonntag, r. e., borgnakke, c., van wylen, g. j., *fundamentals of thermodynamics*, fifth edition, john wiley and sons inc., u.s.a., 1998